



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

## VIBRACE PŘI SOUSTRUŽENÍ

VIBRATION AT TURNING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

LUDEK PROCHAZKA

VEDOUcí PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. ZDENĚK FIALA, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav strojírenské technologie

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Luděk Procházka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Vibrace při soustružení**

v anglickém jazyce:

### **Vibration at turning**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce má za cíl popis regenerativního kmitání při soustružení a možností prevence proti vzniku chvění při obrábění na konkrétním typu stroje.

Cíle bakalářské práce:

1. Úvod
2. Aktuální literární studie
3. Teoretický rozbor chvění
4. Možnosti prevence proti vzniku vibrací
5. Závěry

Seznam odborné literatury:

1. GANGULI, Abhijit. Chatter reduction through active vibration damping. Universite Libre de Bruxelles, 2005. 120 s. Vedoucí dizertacní práce Prof. Andre Preumont
2. ALTINTAS Y. KO.J.H Chatter Stability of Plunge Milling. Annals of the CIRP, Vol. 55/1/2006, .pp. 361-364.
3. ZATARAIN M., MUNOA J., PEIGNÉ, G. INSPERGER T. Analysis of the Influence of Mill Helix Angle on Chatter Stability. Annals of the CIRP, Vol. 55/1/2006, pp. 365-368.
4. Tlustý J., Manufacturing Processes and Equipment, 1999. Prentice Hall, New Jersey.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 17.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty

## ABSTRAKT

Předložená práce se zabývá kmitáním, které provází řezný proces při soustružení. Teoreticky popisuje vibrace, jejich rozdělení a příčiny vzniku. Dále uvádí také základní popis technologie soustružení. Stěžejní částí práce je popis samobuzeného kmitání, které je při obrábění nežádoucí a je třeba ho eliminovat, popřípadě omezit. Práce je doplněna o experimentální část, jejíž smyslem bylo naměření vlastních frekvencí soustavy stroj-nástroj-obrobek a sestavení diagramu stability pro daný způsob obrábění.

### Klíčová slova

vibrace, soustružení, samobuzené kmitání, diagram stability

## ABSTRACT

This thesis deals with vibration which occurs during the cutting process in turning. It describes vibration, types of vibration and its causes. It also provides a basic description of the turning technology. The main part of the thesis is a description of self-excited vibrations, an unwanted phenomena in the turning process, which needs to be eliminated or reduced. The experimental section of the thesis aims to measure natural frequencies of the machine-tool-workpiece system and to create a stability diagram for this process.

### Keywords

vibration, turning, self-excited chatter, stability diagram

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROCHÁZKA, Luděk. *Vibrace při soustružení*. Brno 2015. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. 36 s. 0 příloh. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.

**PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Vibrace při soustružení** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

Luděk Procházka

**PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Zdeňku Fialovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

**OBSAH**

ABSTRAKT .....	4
PROHLÁŠENÍ.....	5
PODĚKOVÁNÍ .....	6
OBSAH.....	7
ÚVOD.....	9
1    TEORETICKÝ POPIS VIBRACÍ .....	10
1.1 Volné kmitání .....	10
1.2 Vynucené kmitání .....	11
1.3 Samobuzené kmitání.....	12
1.4 Chvění při soustružení .....	12
2    SOUSTRUŽENÍ .....	14
2.1 Kinematika soustružení.....	14
2.2 Průřez třísky .....	15
2.3 Řezné síly.....	15
3    REGENERATIVNÍ KMITÁNÍ .....	17
3.1 Regenerativní princip.....	17
3.2 Princip polohové vazby .....	18
3.3 Mezní šířka třísky a podmínka stability podle frekvenční teorie.....	18
3.4 Mezní křivky stability a diagram stability .....	21
3.5 Vliv některých podmínek na stabilitu řezného procesu.....	22
3.5.1 Materiál obrobku.....	22
3.5.2 Posuv.....	22
3.5.3 Řezná rychlost.....	22
3.5.4 Geometrie nástroje .....	22
3.6 Kompenzace vibrací .....	23
3.6.1 Pasivní kompenzace vibrací.....	24
3.6.2 Aktivní kompenzace vibrací .....	24
4    EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST .....	26
4.1 Popis měřeného a měřicího zařízení .....	26
4.2 Postup měření .....	27
4.3 Výpočet potřebných veličin a konstrukce lobů.....	28
ZÁVĚR .....	32
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	33

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	35
--	----



## ÚVOD

Kmitání je jev, který provází téměř každý obráběcí proces. Je to jev nežádoucí, který negativně ovlivňuje kvalitu obrobeného povrchu a také trvanlivost nástroje. Je všeobecnou snahou vyvarovat se jakýchkoli forem nadměrného kmitání při obráběcím procesu.

V práci je obsažen souhrn dostupných informací z oblasti problematiky vibrací při soustružení. Práce vytváří potřebný teoretický základ pro naplánování a realizaci experimentu, ve kterém byly naměřeny vlastní frekvence dané soustavy stroj-nástroj-obrobek a následně vytvořen diagram stability pomocí dvou různých metod.

Vibrace je možné eliminovat několika způsoby. Používají se aktivní a pasivní tlumiče vibrací. V současnosti je trendem zabývat se eliminací kmitání již při konstrukci stroje, to vede k využívání nových konstrukčních řešení a materiálů při výrobě obráběcích strojů. Nenáročnou a zároveň funkční metodou eliminace vibrací je sestavování diagramů stability, které umožňují nastavení optimálních obráběcích podmínek s ohledem na maximální využití výkonu stroje a minimalizaci vibrací.

## 1 TEORETICKÝ POPIS VIBRACÍ

Obráběcí systém, který je tvořen prvky nástroj, stroj a obrobek je soustava se složitými dynamickými charakteristikami. Kmitání negativně ovlivňuje opotřebení nástroje, obráběcího stroje, kvalitu obrobeného povrchu i kvalitu okolního pracovního prostředí. Z hlediska působení různých impulsů a sil na soustavu rozlišujeme kmitání na tři základní typy: volné, vynucené a samobuzené. Jednotlivé typy vibrací jsou popsány v podkapitolách níže[1].

### 1.1 Volné kmitání

Volné kmitání soustavy vzniká, je-li soustava, která sestává z kombinace pružiny, tlumiče a tělesa, vychýlena ze své rovnovážné polohy a ponechána bez dalšího silového působení. Porušení rovnováhy nastane udělením výchylky nebo rychlosti jednomu tělesu nebo soustavě těles. Výpočet volného kmitání se provádí řešením homogenní diferenciální rovnice, která má tvar[2]:

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + k x = 0 \quad (1.1)$$

Tlumení se zde uvažuje úměrné rychlosti  $\dot{x}(t)$  s konstantou úměrnosti  $b$ . Rovnice se následně upravuje na tvar:

$$\ddot{x} + b_p \Omega \dot{x} + \Omega^2 x = 0 \quad (1.2)$$

kde  $b_p$  je poměrný útlum a  $\Omega$  vlastní úhlová frekvence netlumené soustavy.

$$b_p = \frac{b}{2m\Omega} \quad (1.3)$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.4)$$

Řešením diferenciální rovnice (1.1) je vztah:

$$x(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (1.5)$$

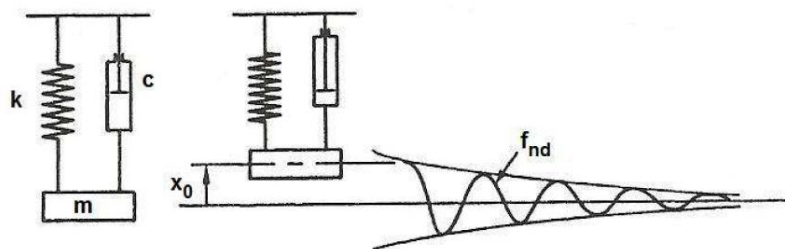
Integrační konstanty  $C_1$  a  $C_2$  se určí pomocí počátečních podmínek pro  $x(t)$  a  $\dot{x}(t)$ . Charakteristická rovnice, ze které se vypočítají velikosti kořenů  $\lambda_1$  a  $\lambda_2$  má tvar[1]:

$$\lambda^2 + 2b_p \Omega \lambda + \Omega^2 = 0 \quad (1.6)$$

Volné kmitání se v praxi vyskytuje velmi málo, vlivem tlumení velmi rychle zaniká a netrvá dlouho.

Aby bylo možné řešení takové soustavy, je nutné, aby její parametry splňovaly následující podmínky[3]:

- soustava je absolutně tuhá a nedochází v ní k tlumení,
- pružina je absolutně tuhá a nehmotná,
- tlumič je nepoddajný a nehmotný.



Obr. 1.1 Volné kmitání[3]

## 1.2 Vynucené kmitání

Vynucené kmitání vzniká, je-li těleso nebo soustava těles vychýlena a udržována v kmitání budícími silami vnějšími nebo vnitřními. Často se pak pod pojmem vynucené kmitání uvažuje pouze kmitání vyvolané a udržované periodicky se opakujícími budícími silami. Pohybová rovnice pro vynucené kmitání má tvar: [2]

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + k x = F(t) \quad (1.7)$$

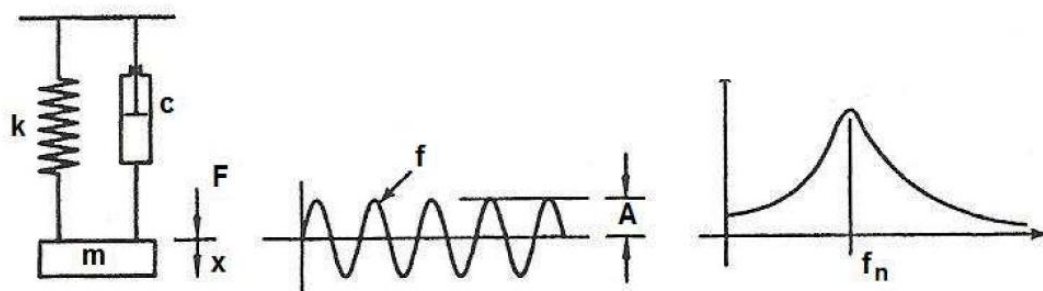
Tlumení se uvažuje úměrné rychlosti  $\dot{x}(t)$  s konstantou úměrnosti  $b$ .

Zavedeme-li opět poměrný útlum  $b_p$  a vlastní úhlovou frekvenci  $\Omega$ , nabývá pohybová rovnice pro vynucené kmitání tvaru[2]

$$\ddot{x} + 2b_p\Omega\dot{x} + \Omega^2x = \frac{1}{m}F(t). \quad (1.8)$$

Vynucené kmitání u obráběcí soustavy může být trojího druhu:

- kmitání, které není vyvoláno přímo řezným procesem, ale vzniká v důsledku působení obráběcí soustavy vlivem:
  - nevyváženosti rotujících součástí,
  - nepřesností převodových mechanismů stroje,
  - rotace nesymetrických hřídelů,
  - setrvačných sil, vzniklých vratným rotačním pohybem nebo přímočarým pohybem prvků,
- kmitání vyvolané vlastním řezným procesem,
  - přerušovaný řez,
  - kolísání hloubky řezu,
- vynucené kmitání, které se do soustavy dostane z okolí obráběcího stroje[1].

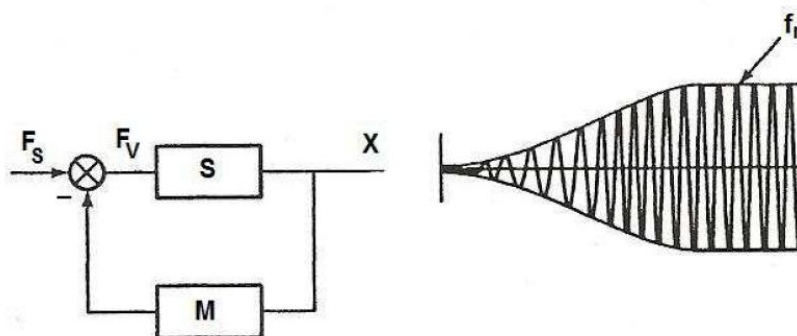


Obr. 1.2 Vynucené kmitání[3]

### 1.3 Samobuzené kmitání

Samobuzené kmitání je způsobeno vzájemným ovlivňováním řezného procesu a obráběcího stroje. Jeho vznik je podmíněn přítomností proměnné statické složky řezné síly, ta je zajištěna měnícím se průřezem třísky, resp. měnící se hloubkou třísky. Změna hloubky třísky je dána změnou vzájemné polohy nástroje a obrobku v důsledku kmitání celé soustavy stroj-nástroj-obrobek[4].

Samobuzené kmitání vzniká náhle při překročení určité mezní hodnoty, kterou je mezní šířka třísky  $b_{mez}$  resp. mezní axiální hloubka třísky  $a_p$ . Toto kmitání je nežádoucí, protože dochází k rychlému nárůstu amplitudy kmitání a může dojít k poškození obráběcího stroje. Existují dva základní principy vzniku samobuzeného kmitání při obrábění: Regenerativní princip a princip polohové vazby. Tyto dva principy vzniku samobuzeného kmitání budou podrobněji popsány v kapitole Regenerativní kmitání[4].



Obr. 1.3 Samobuzené kmitání[3]

### 1.4 Chvění při soustružení

Chvění je samobuzený typ kmitání, který vzniká při řezném procesu, pokud je tloušťka třísky příliš velká s ohledem na dynamickou tuhost soustavy. Při takových podmínkách tyto vibrace vznikají a rychle rostou. Řezná síla se stává periodicky proměnnou a dosahuje značných amplitud. Dochází k regeneraci zvlněného povrchu a tloušťka třísky se mění ve velkém rozsahu. Chvění je snadno rozpoznatelné podle zvuku, podle stopy, kterou zanechává na obrobeném povrchu a podle vzhledu třísky. V případě, že dojde ke chvění, je

obrábění většinou nepříjemné, protože dochází k velkým změnám hodnot proměnné řezné síly, což může způsobit poškození nástroje nebo obráběcího stroje. Současně musí být dodržena maximální tloušťka třísky a rychlost odběru materiálu musí být pod hranicí, po jejímž překročení vzniká chvění. Bereme-li v potaz všechny tyto skutečnosti, je chvění často faktor, který velmi limituje rychlost odběru materiálu, které odpovídají výkonové charakteristiky obráběcího stroje[3].

## 2 SOUSTRUŽENÍ

Soustružení je metoda obrábění, která se používá pro zhotovení součástí rotačního tvaru. Při této metodě se používají nejčastěji jednobřité nástroje různého provedení. Soustružení představuje v mnoha ohledech nejjednodušší a ve strojírenství také velmi frekventovanou metodu obrábění[5].

Soustružením lze obrábět vnější a vnitřní válcové, kuželové i tvarové plochy, rovinné čelní plochy a zápichy. Dále lze na soustruzích také vrtat, vyvrtávat, vystružovat, řezat závitů atd.[1]

### 2.1 Kinematika soustružení

Hlavní pohyb je rotační a vykonává ho obrobek, přičemž rychlost hlavního pohybu je současně rychlostí řeznou  $v_c$ . Vedlejší pohyb je pohyb posuvový, tento pohyb obvykle bývá přímočarý nebo obecný a vykonává jej nástroj. Rychlost posuvového pohybu se značí  $v_f$ . Celková rychlost je potom dána vektorovým součtem řezné a posuvové rychlosti. Řezný pohyb se při soustružení válcové plochy realizuje po šroubovici, při soustružení čelní plochy po Archimédově spirále a při soustružení rotační plochy obecného tvaru po obecné prostorové křivce[5].

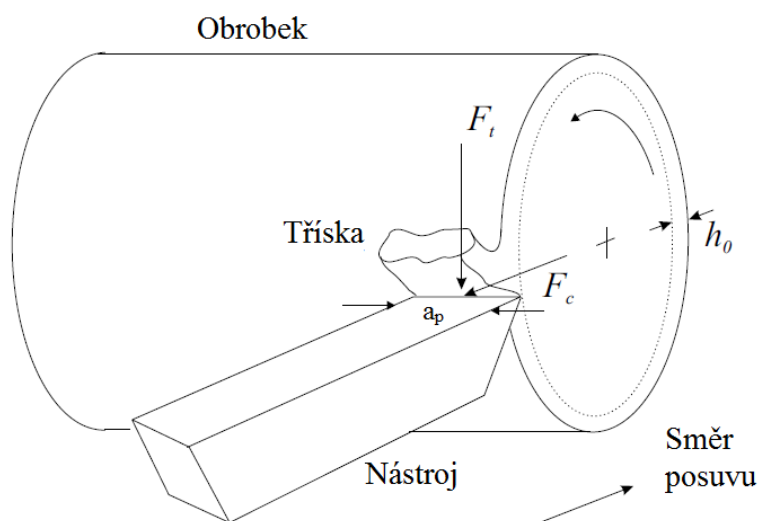
Vztahy pro rychlosti při soustružení válcové plochy[5]:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (2.1)$$

$$v_f = f \cdot n \cdot 1000 \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (2.2)$$

$$v_e = \sqrt{v_c^2 + v_f^2} \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (2.3)$$

kde:  $D$  – průměr obráběné plochy [mm],  
 $n$  – otáčky obrobku [ $\text{min}^{-1}$ ],  
 $f$  – posuv na otáčku obrobku [mm].



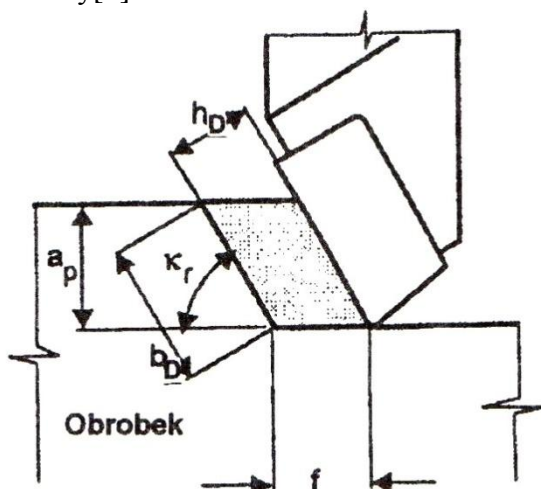
Obr. 2.1 Schéma soustružení[6]

## 2.2 Průřez třísky

Průřez třísky je určen jako vrstva obráběného materiálu, odebraná působením ostří náboje. Pro zjednodušený případ podélného soustružení válcové plochy se průřez třísky  $A_D$  stanoví pomocí rovnice:

$$A_D = b \cdot h = a_p \cdot f \quad (2.4)$$

kde  $b$  je jmenovitá šířka třísky a  $h$  je jmenovitá tloušťka třísky a  $a_p$  je šířka záběru ostří nebo také axiální hloubka třísky[5].



Obr 2.2 Jmenovitý průřez třísky[5]

## 2.3 Řezné síly

Celková řezná síla  $F$  se skládá ze tří složek, kterými jsou řezná síla  $F_c$ , posuvová síla  $F_f$  a pasivní síla  $F_p$ . Pro podélné soustružení válcové plochy se tyto složky celkové síly stanoví pomocí vztahů[5]:

$$F_c = C_{F_c} \cdot a_p^{x_{F_c}} \cdot f^{y_{F_c}} \text{ [N]} \quad (2.5)$$

$$F_f = C_{F_f} \cdot a_p^{x_{F_f}} \cdot f^{y_{F_f}} \text{ [N]} \quad (2.6)$$

$$F_p = C_{F_p} \cdot a_p^{x_{F_p}} \cdot f^{y_{F_p}} \text{ [N]} \quad (2.7)$$

kde:  $C_{F_c}, C_{F_f}, C_{F_p}$  - jsou materiálové konstanty,

$x_{F_c}, x_{F_f}, x_{F_p}$  - jsou exponenty vlivu  $a_p$ ,

$y_{F_c}, y_{F_f}, y_{F_p}$  - jsou exponenty vlivu  $f$ ,

$a_p$  - šířka záběru ostří,

$f$  - posuv na otáčku.

Celková síla  $F$  je potom vektorovým součtem všech tří složek[5]:

$$F = \sqrt{F_c^2 + F_f^2 + F_p^2} \quad (2.8)$$

Celkovou řeznou sílu můžeme také vyjádřit pomocí velikosti měrné řezné síly  $k_c$  jako:

$$F = k_c \cdot A_D = k_c \cdot h_D \cdot b_D, \quad (2.9)$$

měrná řezná síla  $k_c$  se výrazně mění v závislosti na obráběném materiálu, ale mění se také s posuvem, řeznou rychlostí, úhlem řezu apod.[5]

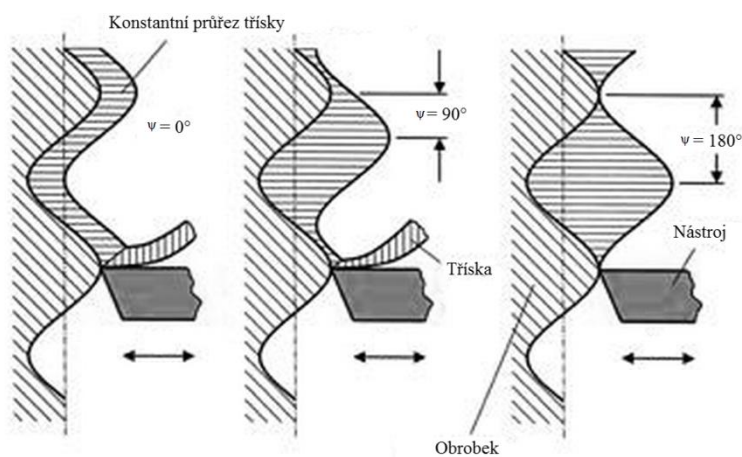


### 3 REGENERATIVNÍ KMITÁNÍ

Jak již bylo zmíněno výše, regenerativní kmitání je faktor, který výrazně ovlivňuje výkonnost obráběcích strojů. Vznik regenerativního kmitání může být popsán mnoha teoriemi. Nejdůležitější a nejpropracovanější z nich jsou teorie regenerativního principu a principu polohové vazby. V této kapitole budou popsány tyto dva principy.

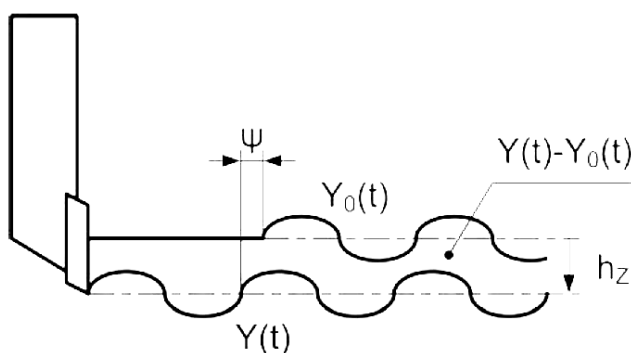
#### 3.1 Regenerativní princip

Regenerativní princip popisuje skutečnost, že téměř u všech obráběcích technologií – a tedy i u soustružení – je tříska odstraňována z povrchu, který byl vytvořen nástrojem při předchozí otáčce obrobku. Pokud existuje kmitání mezi nástrojem a obrobkem, nástroj vytváří na povrchu obrobku zvlnění. Při další otáčce vřetene se vlivem zvlnění periodicky mění jednak hloubka řezu a také řezná síla. Tato periodická změna způsobuje další kmitání, které je větší než při předchozí otáčce. Nově obrobený povrch je potom opět zvlněný a vlny se regenerují při každé další otáčce vřetene. Fázový posun zvlnění, který můžeme vidět na obr. 3.1, mezi po sobě následujícími řezy je rozhodující pro vznik regenerativního kmitání. Pokud je tento fázový posun roven nule, šířka třísky bude konstantní a regenerativní kmitání se neobjeví. Naopak k maximálnímu regenerativnímu buzení bude docházet v případě, že fázový posun se bude blížit hodnotě  $\pi/2$  [7].



Obr. 3.1 Fázový posun zvlnění [8]

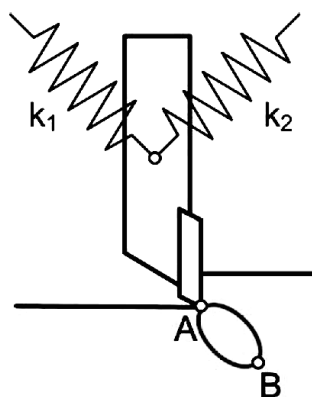
Regenerativní princip objevili Tobias a Fishwick a nezávisle na nich také Tlustý a Poláček. Popsali ho jako hlavní příčinu vzniku regenerativního kmitání [6].



Obr. 3.1 Regenerativní princip [4]

### 3.2 Princip polohové vazby

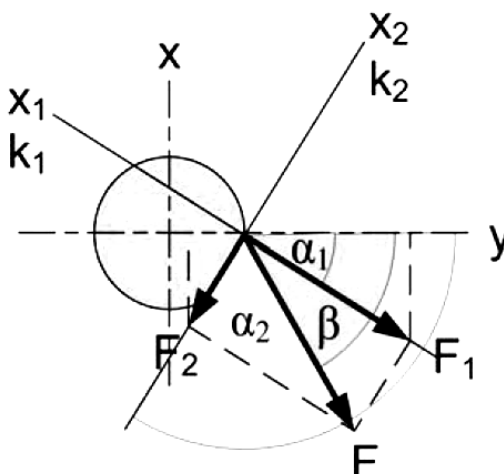
Princip polohové vazby je mechanismus, podle kterého dochází ke vzniku samobuzeného kmitání vlivem současných kmitů ve dvou na sebe kolmých směrech. Tyto kmity mají stejnou frekvenci, konstantní vzájemnou fázi a způsobují pohyb břitu po eliptické dráze. Předpokládejme, že nástroj se pohybuje po eliptické dráze podle obrázku 3.2, ve směru hodinových ručiček. Při pohybu břitu nástroje z bodu A do bodu B, působí řezná síla proti pohybu obrobku a odebírá energii ze systému. Při pohybu nástroje z bodu B do bodu A naopak energii dodává. Protože při pohybu z bodu B do bodu A je nástroj ve větší hloubce, je i řezná síla větší. Energie do systému dodaná je tedy větší, než energie ze systému odebraná při pohybu z bodu A do bodu B. Pokud energie dodaná do systému není spotřebována tlumením, zvyšuje se amplituda kmitání a může dojít ke vzniku samobuzeného kmitání. Tímto způsobem může dojít ke vzniku samobuzeného kmitání i při obrábění původně hladkého povrchu. Pro vznik samobuzeného kmitání je rozhodující orientace řezné síly vzhledem ke kmitavému systému stroje[9].



Obr. 3.2 Princip polohové vazby[4]

### 3.3 Mezní šířka třísky a podmínka stability podle frekvenční teorie

Stroj je dynamicky charakterizován dvěma hlavními tvary kmitů. Výchylky těchto relativních kmitů mezi nástrojem a obrobkem leží ve směrech  $x_1$  a  $x_2$ , které jsou natočené vůči normále obráběného povrchu o úhel  $\alpha_1$  resp.  $\alpha_2$ . Složky řezné síly ve směrech  $x_1$  a  $x_2$  vyvolají kmitání, které se po prvním řezu projeví ve směru normály k obráběnému povrchu jako zvlnění povrchu  $Y_0(t)$ . Při dalším řezu se celý systém již rozkmitá kmitáním o průběhu  $Y(t)$ , které je orientované opět do směru normály obráběného povrchu. Kmity nástroje a vlnitost povrchu mají amplitudy  $Y$  a  $Y_0$  a je mezi nimi fázový posun  $\psi$ . Obrázek 3.3 popisuje směry kmitů a jejich natočení vzhledem k normále obráběného povrchu[4].



Obr. 3.3 Směry a úhly kmitů[4]

Proměnlivou složku řezné síly vyjádříme vztahem:

$$F = R \cdot b_D \cdot (Y_0 - Y). \quad (3.1)$$

Vycházíme ze vztahu (2.9), kde šířku třísky  $h_D$  nahradíme rozdílem amplitud  $(Y - Y_0)$ , který vyjadřuje proměnnou hloubku třísky. Měrný řezný odpor  $k_c$  nahradíme koeficientem  $R$ , který zohledňuje dále také řezné podmínky, geometrii nástroje a jeho opotřebení. Zjednodušeně však lze předpokládat, že odpovídá hodnotě měrné řezné síly  $k_c$ :

$$R = k_c. \quad (3.2)$$

Výchylka kmitní nástroje je dána vztahem:

$$Y = \Phi(f) \cdot F, \quad (3.3)$$

kde  $\Phi(f)$  je komplexní přenosová funkce, která je obecně dána poměrem amplitudy výchylky v daném směru a budící síly působící v jiném směru. Nás ale zajímá složka kmitů ve směru normály obráběného povrchu  $y$  buzených silou  $F(t)$ , skloněnou vůči normále  $y$  o úhel  $\beta$ .

Složky řezné síly ve směrech  $x_1$  a  $x_2$  jsou dány vztahy:

$$\begin{aligned} F_1 &= F \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) \\ F_2 &= F \cdot \cos(\alpha_2 - \beta). \end{aligned} \quad (3.4)$$

Výchylky v příslušných směrech jsou potom vypočteny pomocí vztahů:

$$\begin{aligned} X_1 &= F_1 \cdot \Phi_1 \\ X_2 &= F_2 \cdot \Phi_2 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Naším cílem je ale výchylka ve směru normály  $y$  a tu získáme promítnutím jednotlivých složek do směru  $y$ , výsledná výchylka je tedy dána součtem těchto složek:

$$Y = X_1 \cos \alpha_1 + X_2 \cos \alpha_2 \quad (3.6)$$

Dosazením rovnic (3.4) a (3.5) do rovnice (3.6) můžeme psát:

$$Y = F \cdot [\Phi_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) + \Phi_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos(\alpha_2 - \beta)], \quad (3.7)$$

dále rovnici zjednodušíme dosazením směrových faktorů:

$$\begin{aligned}u_1 &= \cos \alpha_1 \cdot \cos(\alpha_1 - \beta), \\u_2 &= \cos \alpha_2 \cdot \cos(\alpha_2 - \beta),\end{aligned}\tag{3.8}$$

a rovnici (3.7) můžeme přepsat do tvaru:

$$Y = F \cdot [\Phi_1 \cdot u_1 + \Phi_2 \cdot u_1].\tag{3.9}$$

Výsledný přenos mezi  $F$  a  $Y$ , který je dán součtem obou přenosů a má tvar:

$$\Phi = \frac{Y}{F} = \Phi_1 u_1 + \Phi_2 u_1\tag{3.10}$$

Po dosazení rovnice (3.1) do (3.3) a dalších úpravách dostáváme:

$$Y = \Phi \cdot R b_D (Y_0 - Y)\tag{3.11}$$

$$\frac{Y_0}{Y} = \frac{1 + \Phi R b_D}{\Phi R b_D} = \frac{\frac{1}{R b_D} + \Phi}{\Phi}\tag{3.12}$$

Podmínka stability řezného procesu je definována jako:

$$\frac{|Y_0|}{|Y|} = 1,\tag{3.13}$$

tato podmínka vyjadřuje požadavek, aby se amplituda kmitů při po sobě jdoucích řezech neměnila a tedy aby systém kmital na mezi stability.

Kombinací rovnic (3.12) a (3.13) dostáváme vztah

$$\left| \frac{1}{R b_D} + \Phi \right| = |\Phi|\tag{3.14}$$

Protože  $\Phi$  je komplexní funkce, skládá se tato podmínka z části imaginární a reálné, imaginární části se sobě rovnají:

$$\text{Im}(\Phi) = \text{Im}(\Phi)\tag{3.15}$$

a z rovnosti reálných částí vyplývá

$$\frac{1}{R b_D} + \text{Re}(\Phi) = \pm \text{Re}(\Phi).\tag{3.16}$$

Pro znaménko  $+$  je šířka třísky  $b = \infty$ , pro znaménko  $-$  potom dává

$$\frac{1}{R b_D} = -2\text{Re}(\Phi),\tag{3.17}$$

z této rovnice již můžeme přímo vyjádřit mezní šířku třísky jako

$$b_{mez} = \frac{-1}{2R \cdot \text{Re}(\Phi)}\tag{3.18}$$

Protože šířka třísky má smysl pouze jako kladné číslo, tato rovnice platí pouze pro záporné hodnoty reálné části funkce  $\Phi$ . Záporné minimum reálné části charakteristiky potom udává minimální hodnotu mezní šířky třísky, která se také nazývá kritická mezní šířka. Pro tuto hodnotu mezní šířky je řezný proces v celém rozsahu otáček vřetene stabilní resp. na mezi stability. Pro kritickou mezní šířku třísky platí vztah[4],[9]:

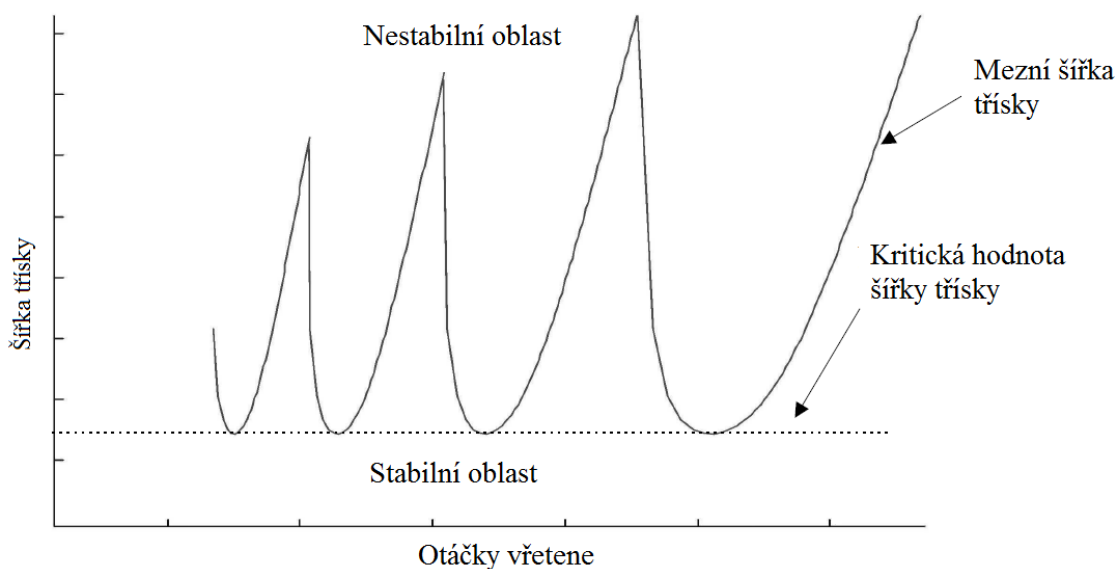
$$b_{krit} = \frac{-1}{2R \cdot \text{Re}(\Phi)_{min}} \quad (3.19)$$

### 3.4 Mezní křivky stability a diagram stability

Diagram stability vzniká složením jednotlivých křivek stability. Pomocí něj lze nastavit optimální řezné podmínky (otáčky a šířka třísky) pro maximální využití výkonu stroje[10]. Mezní křivky stability jsou závislosti mezní šířky třísky na otáčkách vřetene. Pod křivkami stability se nachází oblast, ve které je pro dané otáčky šířka třísky vždy menší než mezní šířka třísky a tedy nedochází ke vzniku samobuzeného kmitání. Naopak nad křivkami stability je oblast, ve které je mezní šířka větší a dochází zde ke vzniku chvění. Můžeme ji také nazvat oblastí nestabilních řezných podmínek[4].

Diagram tedy poskytuje několik informací. Díky němu můžeme nastavit takové řezné podmínky, aby v celém rozsahu otáček nedošlo ke vzniku chvění. Toho lze dosáhnout nastavením mezní šířky menší než je hodnota kritické mezní šířky třísky  $b_{krit}$ . Zároveň je ale možné u vhodných oblastí otáček odebírat značně vyšší hodnoty šířky třísky než je hodnota  $b_{krit}$  – například při hrubování[4].

Na základě diagramu stability je také možné optimalizovat řezné podmínky tak, aby byla vždy odebírána maximální možná šířka třísky, a tedy aby byl maximalizován výrobní výkon stroje. Při vzniku chvění je možné z diagramu odečíst, zda je v daném případě pro odstranění chvění výhodnější zvýšení či snížení otáček vřetene a o kolik. Podobně lze také zjistit, o kolik je nutné snížit šířku třísky[4].



Obr. 3.4 Diagram stability[6]

Pro určení výše již zmíněného fázového posunutí  $\psi$ , které udává posun mezi zvlněním obráběného povrchu obrobku a kmitáním nástroje je možno použít vztah[10]:

$$\psi = 2 \cdot \pi - 2 \cdot \arctg \frac{\text{Im}(\Phi)}{\text{Re}(\Phi)} \quad (3.20)$$

K sestavení diagramu stability je tedy zapotřebí znát velikosti mezní šířky třísky pro dané hodnoty přenosové funkce a také otáčky vřetene, k nimž vypočtené hodnoty mezní šířky třísky náleží. Pro výpočet otáček, příslušejících ke zjištěným hodnotám šířek třísky lze užít vztah:

$$n = \frac{60 \cdot f}{z \cdot (N + \frac{\psi}{2\pi})}, \quad (3.21)$$

kde  $z$  je počet zubů nástroje a  $N$  je počet celých vln na povrchu obrobku mezi po sobě následujícími řezy ( $N = \{0, 1, 2, 3, \dots, n\}$ ) [11].

Na základě vyhodnocení vhodně zvoleného souboru frekvencí lze pak vykreslit  $N+1$  mezních křivek pro daný rozsah pracovních otáček. Diagram stability potom tvoří obálka těchto křivek [4].

### 3.5 Vliv některých podmínek na stabilitu řezného procesu

Jednotlivé řezné podmínky lze rozdělit do dvou skupin podle jejich vlivu na vznik samobuzených kmitů. V první skupině jsou veličiny, jejichž zvětšením dosahujeme změny stabilního obrábění na nestabilní. Tyto budou označovány jako veličiny s negativním účinkem na stabilitu obrábění. Ve skupině druhé jsou veličiny, při jejichž zvětšení dochází ke stabilnímu obrábění. O těchto budeme mluvit jako o veličinách s pozitivním účinkem [12].

#### 3.5.1 Materiál obrobku

Vliv materiálu obrobku je v podstatě vyjádřen pomocí členu  $R$ , který odpovídá měrné řezné síle  $k_c$ . Tato skutečnost je popsána v rovnici (2.9). Obecně lze říci, že u materiálu A, který má 1,5 krát vyšší měrnou řeznou sílu  $k_c$  než materiál B, bude hodnota  $b_{mez}$  1,5 krát nižší než u materiálu B [7].

#### 3.5.2 Posuv

Vliv posuvu na vznik samobuzeného kmitání je ve skutečnosti vyjádřen velikostí hloubky řezu  $h$ . Vliv velikosti posuvu na hodnotu  $b_{mez}$  je spojen s vlivem posuvu na velikost měrného řezného odporu  $k_c$ . S klesající hodnotou hloubky řezu  $h$  roste hodnota měrného řezného odporu  $k_c$ . Měřením bylo potvrzeno, že stabilita řezného procesu se při soustružení zvyšuje se zvyšující se hodnotou posuvu. Lze tedy říci, že vliv posuvu na stabilitu řezného procesu je pozitivní, není ale příliš výrazný [7].

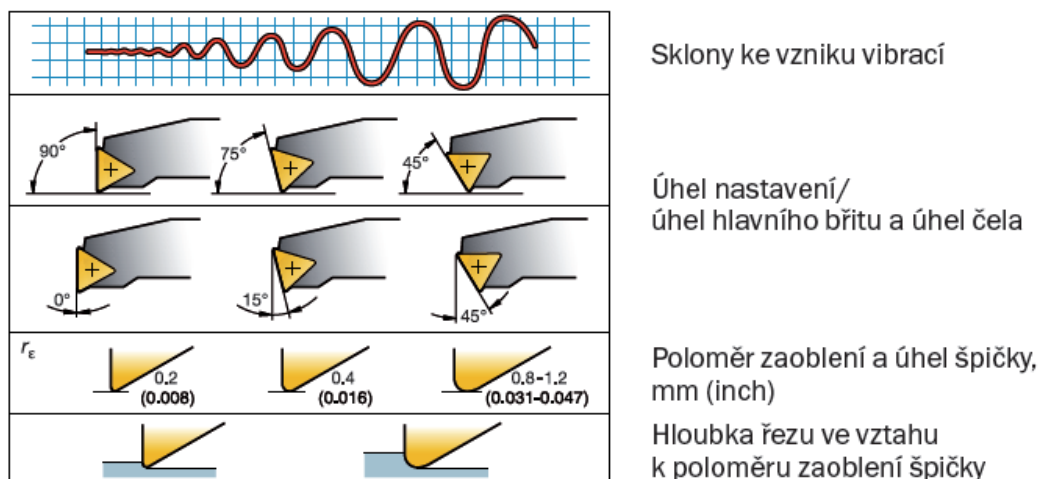
#### 3.5.3 Řezná rychlost

Účinek řezné rychlosti na stabilitu obrábění je v oblasti řezných rychlostí, používaných pro nástroje z rychlořezné oceli negativní. V oblasti řezných rychlostí, používaných pro nástroje ze slinutého karbidu je účinek řezné rychlosti na stabilitu obrábění pozitivní a poměrně menší [12].

#### 3.5.4 Geometrie nástroje

Geometrie nástroje nemá příliš velký vliv na vznik chvění. Největší roli zde hraje změna směru působení řezné síly a s ní související změna směrového faktoru  $u$ . Nástroje se záporným úhlem čela mohou zvyšovat pravděpodobnost vzniku chvění oproti nástrojům s kladným úhlem čela, protože složka řezné síly, působící ve směru  $Y$  je větší [7].

Uživatelská příručka společnosti Sandvik Coromant [13] dále uvádí, že snížení vibrací se dá dosáhnout také použitím nože s úhlem nastavení co nejbližším  $90^\circ$ . Pozitivní úhel čela snižuje velikosti řezných sil potřebných pro obrobení součástí. Což rovněž pozitivně ovlivňuje stabilitu řezného procesu. Doporučuje se také použití menšího poloměru zaoblení špičky. Tyto poznatky jsou shrnuty v Obr. 3.5.



Obr. 3.5 Vliv geometrie nástroje na vznik vibrací[13]

### 3.6 Kompenzace vibrací

Ještě před použitím jakékoli kompenzační techniky je snahou konstruktérů navrhnout obráběcí stroj tak, aby byl dostatečně tuhý a odolával nežádoucímu kmitání bez potřeby jakýchkoli kompenzačních zařízení. Toho lze dosáhnout úpravou jednotlivých částí nosné konstrukce obráběcího stroje. Upravují se např. lože, stojany, příčník a další. Lepších vlastností se dá také docílit úpravou tvaru jednotlivých částí stroje, žebrování, tloušťky stěn spojů (množství, poloha a provedení pevných a pohyblivých spojení) a podobně[9].

Další možností je změna materiálu, ze kterého jsou tyto díly vyrobeny. Nevýhodou litiny, ze které se většinou rámy strojů vyrábějí, je nutnost výroby forem, což prodražuje kusovou výrobu. Z toho důvodu se v současné době začíná s výrobou rámců obráběcích strojů svařováním ocelových plechů. Takto vyrobené rámy mohou potom být vyplněny pro zlepšení jejich dynamických vlastností. Jako plnivo se používá hlavně písek, speciální beton nebo hliníková voština. Rámy vyrobené tímto způsobem jsou potom méně náchylné na vznik vibrací[9].

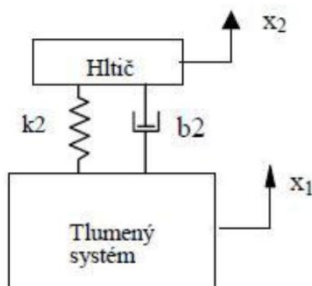
Mezi další materiály používané v této oblasti se řadí také beton, žula a uhlíková vlákna. Při konstrukci obráběcích strojů se využívá několika druhů betonu např. polymer beton nebo hydro beton. Betonové díly velmi dobře tlumí vibrace[9]. Alternativou k těmto materiálům může být rovněž vysokopevnostní beton HPC, který je také znám pod názvem vysokovýkonnostní beton. Díky své nízké tepelné vodivosti reaguje velmi pomalu na teplotní výkyvy, což je výhodou z hlediska přesnosti obrábění. Tento materiál se také výborně hodí k zachycování vibrací způsobených dynamickým zatížením strojních komponentů. I přes řadu výhod HPC betonu však k jeho většímu rozšíření dosud nedošlo[15].



Obr. 3.5 Betonové lože obráběcího stroje[15]

### 3.6.1 Pasivní kompenzace vibrací

Pasivní kompenzace se provádí přidáním pasivních tlumičů či hltičů vibrací. Tyto prostředky potlačují vznik vibrací buzených částí strojů[9]. Příklad dynamického hltiče je uveden na obrázku 3.6. Pomocí volby parametrů hmotnosti tuhosti tlumení je možné naladit vlastní frekvenci na hodnotu budící frekvence. Připojením hltiče je potom rezonanční vrchol nahrazen dvojicí vrcholů. Nevýhodou tohoto tlumiče je velká citlivost parametrů připojené soustavy a úzké frekvenční pásmo pro použití[14].



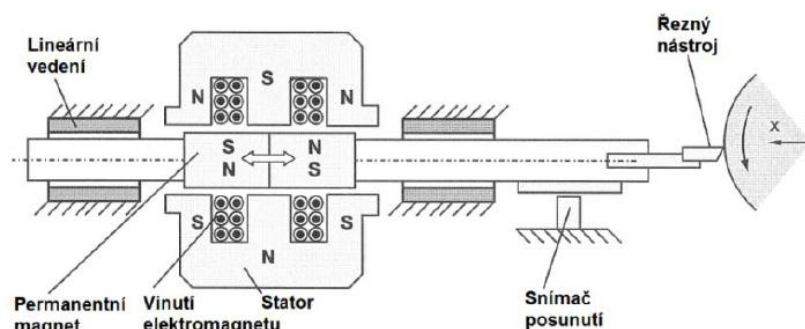
Obr. 3.6 Schéma pasivního tlumiče[14]

### 3.6.2 Aktivní kompenzace vibrací

Aktivní kompenzace je aplikace technických prostředků v konstrukci obráběcího stroje, které umožní tlumení. Jedná se buď o tlumiče aplikované v pohybových osách co nejblíže potenciálním zdrojům kmitání, anebo má vedení pohybových os vlastnosti umožňující potlačovat vibrace[15]. Při kompenzaci vibrací při soustružení se nejčastěji využívá přidavných adaptronických systémů, které mění polohu nástroje vůči obráběné ploše a tím mění tloušťku odebíraného materiálu. Snahou je, aby fázový posuv  $\psi$  mezi zvlněním povrchu a kmitáním nástroje byl co nejblíže nule. V takovém případě dochází k utlumení nežádoucího samobuzeného kmitání. Jako aktuátory se využívají magnetoelektrické, piezoelektrické nebo hydraulické systémy[9].

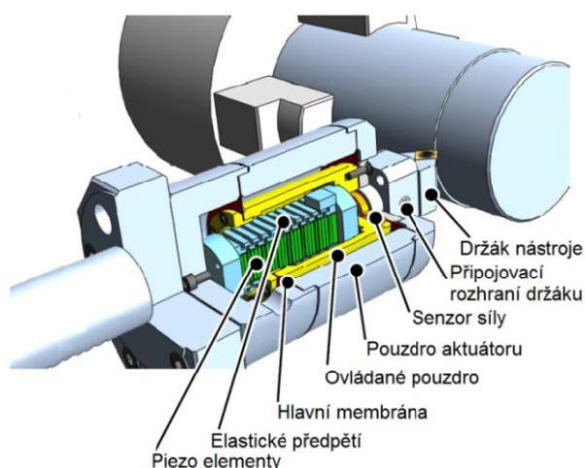
Magnetoelektrický aktuátor je znázorněn na obrázku 3.7. Jedná se o elektrodynamický lineární pohon nástroje. Mezi jeho výhody patří poměrně velký zdvih – řádově v milimetrech a jednodušší budící elektronika. Nevýhodou je potom malá šířka pásma frekvence – řádově 100 Hz[9].





Obr. 3.7 Magnetoelektrický kompenzátor[9]

Piezoelektrický systém pro potlačení samobuzeného kmitání je znázorněn na obrázku 3.8. Tento systém opět vyvozuje lineární pohon nástroje, pouze s tím rozdílem, že jako pohonu je použito nízkonapěťového předepnutého piezoelementu. Mezi výhody piezoaktuátorů patří velká šířka pásma frekvencí – řádově kHz. Nevýhodou je potom malý zdvih[9].



Obr. 3.8 Piezoelektrický kompenzátor[9]

## 4 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

V rámci experimentu bylo provedeno měření frekvenční přenosové funkce soustruhu s upnutým řezným nástrojem. Dále byl pomocí softwaru TXF MetalMax vygenerován diagram stability pro zadané řezné podmínky a porovnán s diagramem vytvořeným výpočtem a vykreslením z hodnot naměřené přenosové funkce.

### 4.1 Popis měřeného a měřicího zařízení

Měřená struktura:

- univerzální soustruh SU 50,
- planžeta Iscar TGFH 32-3 s vyměnitelnou břitovou destičkou Iscar TAG L3C-6D, planžeta uchycena v planžetovém upínači Iscar SGTBU 25-6G.

Parametry použité řezné destičky:

Tab. 4.1 Parametry použité břitové destičky

Řezná rychlost $v_c$	80-180 m/min
Posuv na otáčku $F_z$	0,08-0,18 mm/ot



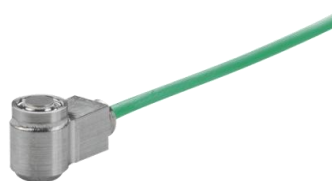
Obr 4.1 Soustruh SU 50

Měřicí zařízení se skládalo z těchto součástí:

- modální kladivo Kistler 97 24A 5000,
- akcelerometr Kistler 8778 A500,
- analyzátor Quatro Data Physics,
- notebook s nainstalovaným softwarem TXF MetalMax pro měření přenosových funkcí a vytváření diagramů stability pro obráběcí soustavy.



Obr.4.2 Modální kladivo



Obr. 4.3 Akcelerometr

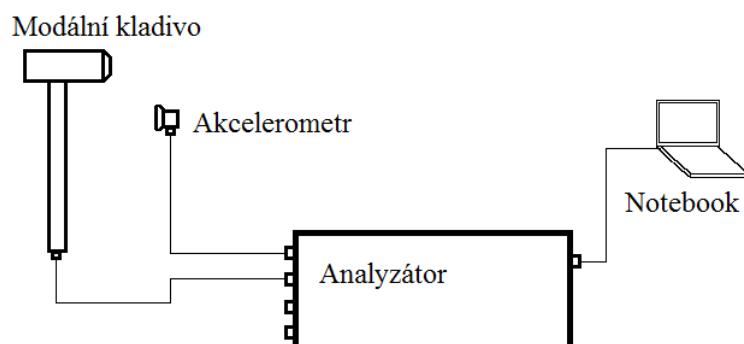


Obr. 4.4 Analyzátor

#### 4.2 Postup měření

Měřicí zařízení bylo zapojeno podle schématu na Obr. 4.4. Akcelerometr byl připevněn zespodu na měřený nástroj. V softwaru TXF MetalMax bylo nutné provést potřebná nastavení. Nastavena byla metoda obrábění – soustružení, dále bylo třeba nastavit směry, ve kterých se bude měřit odezva systému na impulsy a hodnota měrného řezného odporu  $k_c$ . Následně bylo třeba provést dva kalibrační úderý modálním kladivem do měřeného nástroje pro správné nastavení měření impulzové odezvy.

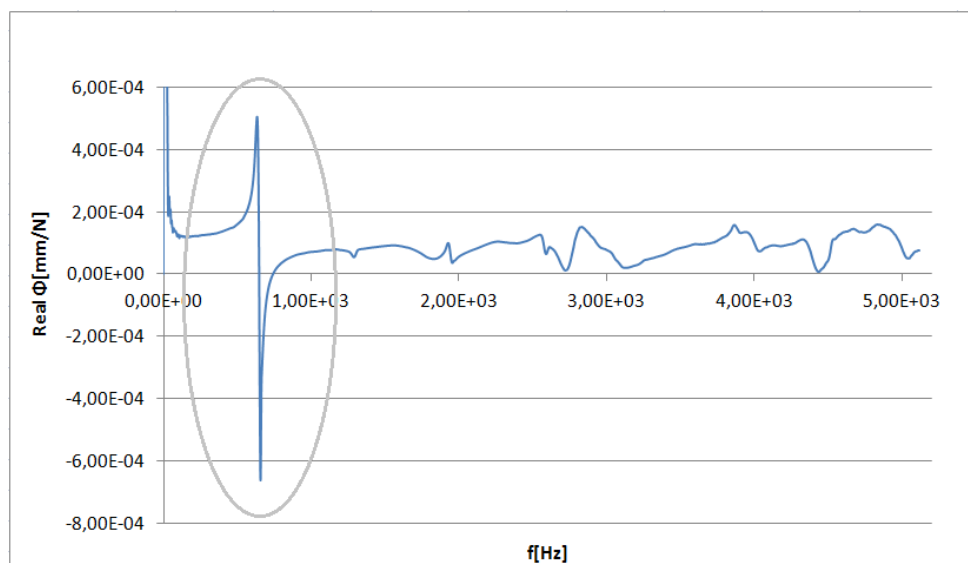
Při měření bylo nutné správným způsobem udeřit modálním kladivem do nástroje. Odezva na impulsy, vyvolané úderem do nástroje byla měřena akcelerometrem a přes analyzátor zaznamenávána v notebooku. Zároveň byla měřena intenzita impulsů siloměrem, zabudovaným v modálním kladivu. Program tedy sám dokázal rozpoznat, zda provedený úder byl správný nebo ne. Pokud provedený úder neměl správné parametry, program sdělil tuto skutečnost a vyzval k opakování úderu. Nesprávnost úderu spočívala zejména v tom, že úder byl příliš silný, naopak příliš slabý nebo došlo ke zdvojenému úderu. K řádnému úderu bylo potřeba jistou dávku zručnosti a zkušenosti.



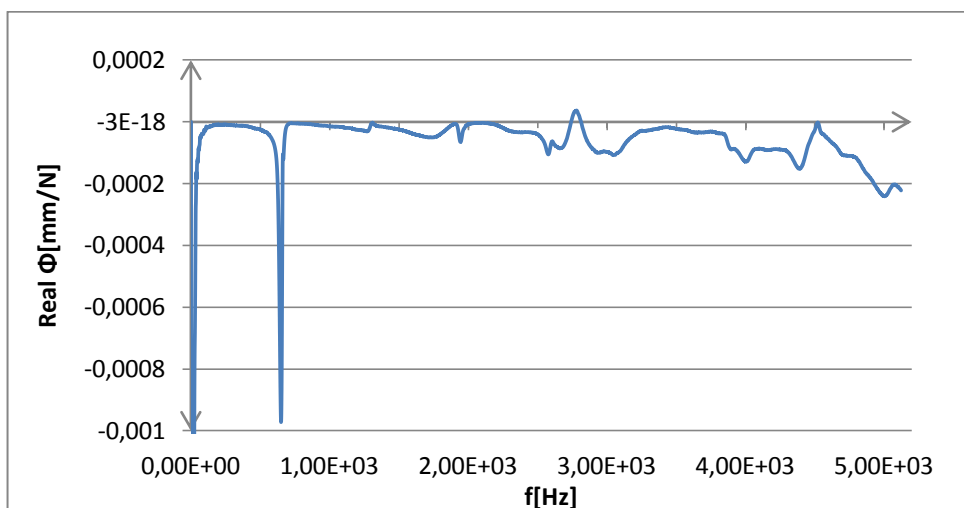
Obr. 4.4 Schéma zapojení měřicího zařízení

### 4.3 Výpočet potřebných veličin a konstrukce lobů

Z měření byla získána reálná a imaginární složka přenosové funkce v závislosti na frekvenci. Tyto hodnoty byly vyexportovány do Excelu a pomocí něj byla přenosová funkce vykreslena.

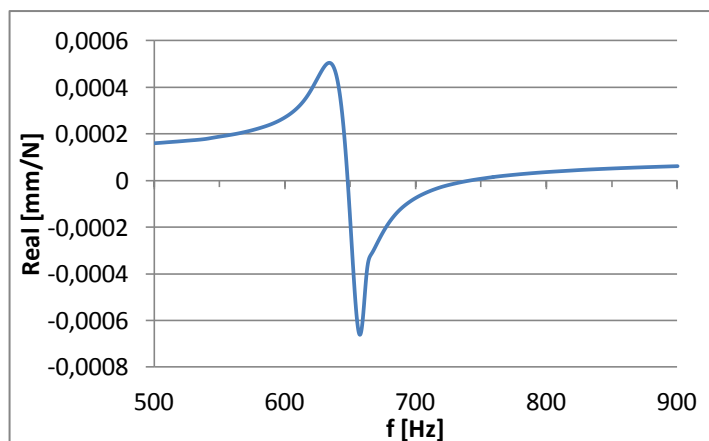


Obr. 4.5 Průběh reálné části přenosové funkce



Obr. 4.6 Průběh imaginární části přenosové funkce

Z reálné části přenosové funkce byl následně vybrán hlavní dominantní kmit, který je zobrazen na Obr. 4.7.



Obr. 4.7 Dominantní kmit

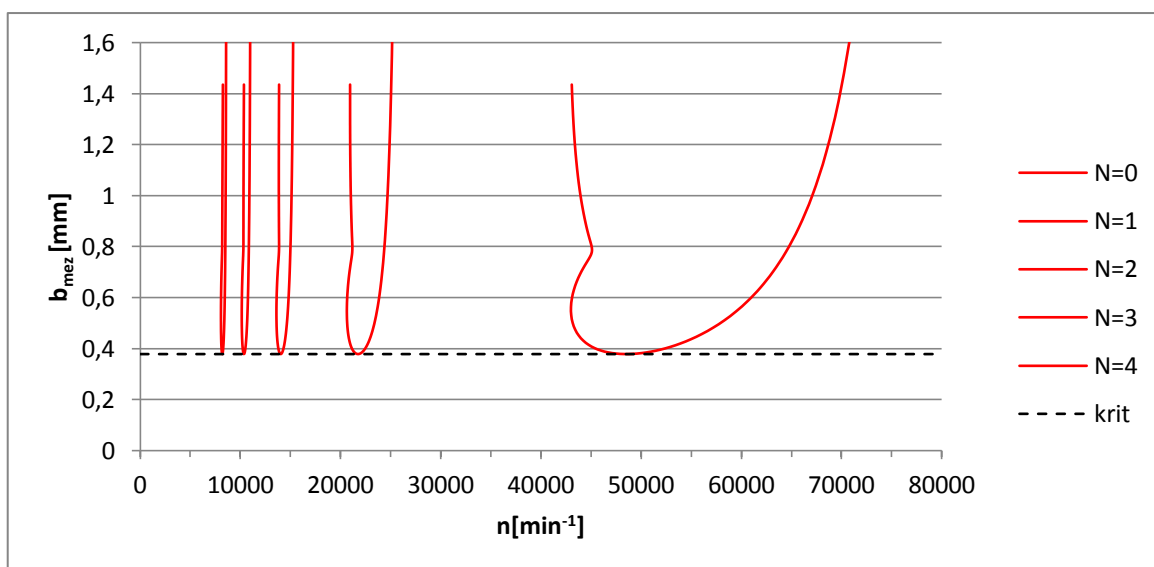
Pro výpočet mezní šířky třísky byly využity pouze záporné hodnoty dominantního kmitu (tj. hodnoty přenosové funkce pro frekvenci mezi 650 a 750 Hz), tyto byly dosazeny do vztahu (3.18). Koeficient  $R$  byl nahrazen hodnotou měrného řezného odporu  $k_c = 2000$  MPa. Dále byla vypočtena hodnota fázového posunutí  $\psi$  podle vztahu (3.20) pro příslušné hodnoty frekvencí. Hodnoty otáček  $n$  byly vypočteny pomocí vztahu (3.21), kde za  $z$  byla dosazena hodnota 1 (jedná se o soustružení – počet zubů obráběcího nástroje je 1) a za  $N$  byly dosazeny hodnoty 0, 1, 2, 3 a 4. Po vynesení hodnot  $b_{mez}$  v závislosti na otáčkách  $n$  bylo zobrazeno 5 lobů, které určují maximální možnou šířku třísky pro dané otáčky, aby nedošlo ke vzniku samobuzeného kmitání.

Vzorový výpočet jedné hodnoty, konkrétně nejnížší hodnoty  $b_{mez}$  v lobu pro  $N = 0$  a příslušných otáček  $n$ :

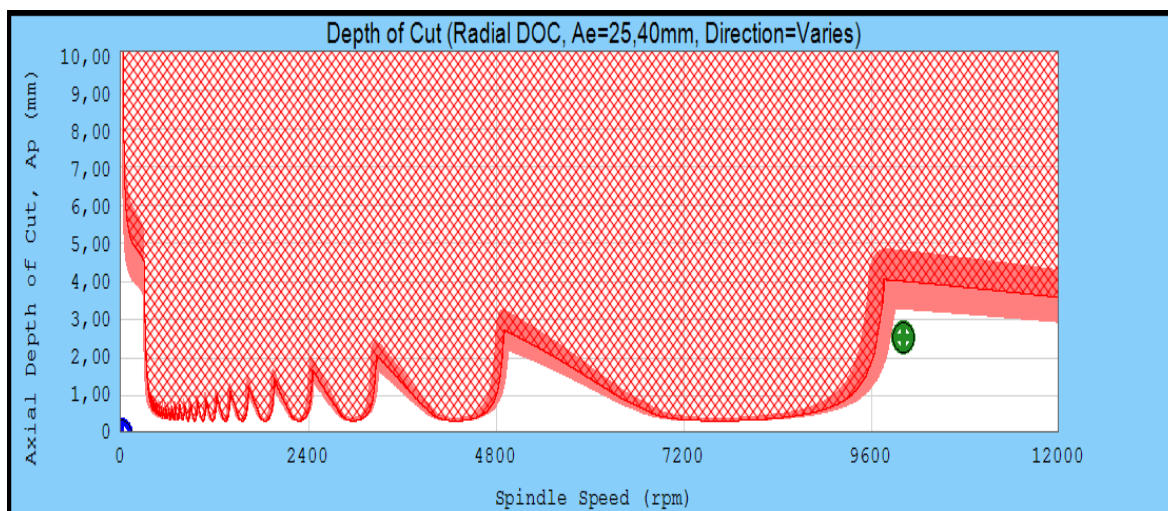
$$b_{mez} = \frac{-1}{2R \cdot \text{Re}(\Phi)} = \frac{-1}{2 \cdot 2000 \cdot (-6,62 \cdot 10^{-4})} = 0,378 \text{ mm}$$

$$\psi = 2 \cdot \pi - 2 \cdot \arctg \frac{\text{Im}(\Phi)}{\text{Re}(\Phi)} = 2 \cdot \pi - 2 \cdot \arctg \frac{-4,31 \cdot 10^{-4}}{-6,62 \cdot 10^{-4}} = 5,129 \text{ rad}$$

$$n = \frac{60 \cdot f}{z \cdot (N + \frac{\psi}{2\pi})} = \frac{60 \cdot 657}{1 \cdot (0 + \frac{5,129}{2\pi})} = 48\,290 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 4.8 Loby vykreslené pomocí výpočtu v Excelu



Obr. 4.9 Diagram stability, vykreslený pomocí programu TXF MetalMax

Na obrázku 4.8 jsou zobrazeny loby, vykreslené pomocí záporných hodnot největšího kmitu reálné části přenosové funkce. V dalších krocích by mělo následovat nalezení dalších – menších dominantních kmitů se zápornými hodnotami. Z nich by potom bylo možné zkonstruovat další loby, které by svou polohou navazovaly na loby získané pomocí

prvního výrazného kmitu a dotvářely by celkový tvar loby diagramu. V případě tohoto měření ale již k takovým kmitům nedošlo, a proto nebylo možné sestavit další loby a celý diagram stability. Pomocí Excelu byla také ze vzorce (3.19) vypočtena kritická šířka třísky, pro kterou je obrábění stabilní v celém rozsahu otáček vřetene.

Na obrázku 4.9 je diagram stability, vytvořený pomocí programu TXF, v oblastech pod křivkou tj. v nevyšrafovaných oblastech je obrábění stabilní. Naopak ve vyšrafované oblasti nad křivkou dochází ke vzniku samobuzeného kmitání.

Hodnota minimální mezní šířky třísky je přibližně shodná u obou metod výpočtu. U výpočtu pomocí Excelu vyšla 0,378 mm, hodnota, odečtená z diagramu vytvořeného programem TXF MetalMax, je 0,353 mm. Otáčky, ve kterých hodnota mezní šířky v jednotlivých lobech dosahuje svého minima, jsou však poměrně odlišné. To může být způsobeno tím, že software TXF vykresloval diagram stability ze všech vlastních frekvencí soustavy a je tak složitější a kompletnější. Jak již bylo řečeno, diagram konstruovaný v Excelu byl konstruován pouze z jedné vlastní frekvence.

## ZÁVĚR

Práce obsahuje shrnutí informací o kmitání při soustružení, vlivech, které kmitání způsobují, a možnostech jeho eliminace. Dále vytvoření teoretického základu, podle kterého bude možné navrhnout experiment včetně uvedení a vyhodnocení výsledků.

V rámci experimentu bylo provedeno měření přenosové funkce obráběcí soustavy a následně konstrukce diagramu stability dvěma různými metodami – programem pro měření a sestavování diagramů stability a pomocí programu Excel. Výsledky, získané pomocí jednotlivých metod byly podobné, objevily se zde ale i jisté odlišnosti. Hodnota kritické šířky třísky byla shodná u obou metod. Naopak otáčky, ve kterých mezní šířka třísky dosahuje svého minima je odlišná. Přesnější je pravděpodobně metoda konstrukce diagramu pomocí programu TXF, protože ta pracuje se všemi vlastními frekvencemi dané obráběcí soustavy. Při výpočtu pomocí Excelu byla využita pouze jedna vlastní frekvence.

Sestavení diagramu stability je relativně jednoduchá metoda eliminace samobuzeného kmitání při soustružení. Měření potřebných veličin je poměrně rychlé, je zde ale zapotřebí jisté povědomí o dané problematice. Nevýhodou je skutečnost, že konkrétní diagram stability je použitelný pouze pro danou soustavu a mění se dokonce i se změnou posuvu na otáčku. Při změně jakéhokoli parametru obrábění tedy musí být diagram zkonstruován znovu.



**SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

1. HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 1. část* [online]. 2003 [cit. 2015-03-10]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI\\_TO-1cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf). Studijní opory pro magisterskou formu studia.
2. BREPTA, Rudolf, František TUREK a Ladislav PŮST. *Mechanické kmitání*. 1.vyd. Praha: Sobotáles, 1994, 589 s. Technický průvodce, ISBN 8090168485.
3. SISIMILICH, Vladimír. Název: Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 58 s., 0 příloh., prof. Ing. Miroslav Piška, CSc.
4. FOJTŮ, Petr. *Problematika samobuzeného kmitání při obrábění* [online]. 2009, : 15 s [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/FojtuPetr-304483.pdf>
5. KOCMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. *Technologie obrábění*. 2. vyd. Brno: CERM, 2005, 270 s. ISBN 80-214-3068-0.
6. GANGULI, Abhijit. *Chatter reduction through active vibration damping* [online]. 2005 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: <http://scmero.ulb.ac.be/Publications/Thesis/Ganguli05.pdf>
7. TLUSTÝ, Jiří. *Manufacturing processes and equipment*. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2000, xxviii, 928 s. ISBN 02-014-9865-0.
8. ZELINSKI, Peter. *Maximum Aluminium* [online]. 2001 [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://www.mmsonline.com/articles/maximum-aluminum>
9. VETIŠKA, J. *Analýza stability řezného procesu obráběcího stroje vzhledem k samobuzenému kmitání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s. Vedoucí dizertační práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.
10. MAREK, Jiří. *Systémové pojetí obráběcího stroje – kmitání*. 2011, 2011(4): 4 s. Dostupné také z: <http://www.mmspektrum.com/content/file/v-4-prispevek.pdf>
11. FIALA, Z. *Analýza měrných řezných sil pro nové obráběné materiály a CNC technologie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 125 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Miroslav Piška, CSc.
12. TLUSTÝ, a Ladislav ŠPAČEK. *Samobuzené kmity v obráběcích strojích*. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1954, 378 s.
13. SANDVIK COROMANT. *Silent tools* [online]. [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/sitecollectiondocuments/downloads/global/technical%20guides/cs-cz/c-1020-17.pdf>. Uživatelská příručka.
14. JURIGA, Jakub. *Virtuální model části obráběcího stroje v Adams*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

15. MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů: Pasivní a aktivní kompenzace vibrací u CNC OS*. 2013. Dostupné také z: [http://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/konstrukce-obrabecich-stroju/konstrukce-cnc-obrabecich-stroju-6\\_20674.html](http://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/konstrukce-obrabecich-stroju/konstrukce-cnc-obrabecich-stroju-6_20674.html)
16. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: [https://www.kistler.com/fileadmin/user\\_upload/products/media/930-444n-11.02\\_web.pnga](https://www.kistler.com/fileadmin/user_upload/products/media/930-444n-11.02_web.pnga)
17. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: [http://www.dataphysics.com/wp-content/themes/dataphysics/images/sidebar/large\\_signalcalc\\_ace\\_1.jpg](http://www.dataphysics.com/wp-content/themes/dataphysics/images/sidebar/large_signalcalc_ace_1.jpg)
18. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: [http://www.kistler.com/fileadmin/user\\_upload/products/media/931-758\\_web.png](http://www.kistler.com/fileadmin/user_upload/products/media/931-758_web.png)

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Popis	
HPC	High-performance concrete (vysokopevnostní beton)	
Symbol	Jednotka	Popis
$A_D$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez třísky
$C_{Fc}, C_{Ff}, C_{Fp}$	[-]	materiálové konstanty
$F$	[N]	síla, celková řezná síla
$F_c$	[N]	řezná rychlost
$F_f$	[N]	řezná rychlost
$Im(\Phi)$	[mm/N]	imaginární část komplexní přenosové funkce
$N$	[-]	přirozené číslo
$Re(\Phi)$	[mm/N]	reálná část komplexní přenosové funkce
$X$	[mm]	výchylka ve směru osy x
$Y$	[mm]	výchylka ve směru osy y
$Y_0(t)$	[mm]	zvlnění obrobeného povrchu
$Y_0(t)$	[mm]	zvlnění původního povrchu
$a_p$	[mm]	axiální hloubka třísky
$b_D$	[mm]	jmenovitá šířka třísky
$b_{krit}$	[mm]	kritická šířka třísky
$b_{mez}$	[mm]	mezní šířka třísky
$b_p$	[-]	poměrný útlum

$f$	[mm]	posuv na otáčku
$h_D$	[mm]	jmenovitá tloušťka třísky
$k_C$	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]	měrná řezná síla
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$v_C$	[m.min <sup>-1</sup> ]	řezná rychlost
$v_e$	[m.min <sup>-1</sup> ]	celková rychlost
$v_f$	[m.min <sup>-1</sup> ]	posuvová rychlost
$x$	[m]	dráha
$x_{Fc}, x_{Ff}, x_{Fp},$	[-]	exponenty vlivu $a_p$
$y_{Fc}, y_{Ff}, y_{Fp},$	[-]	exponenty vlivu $f$
$\Phi(t)$	[mm/N]	komplexní přenosová funkce
$\Omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	vlastní úhlová frekvence
$\alpha_1, \alpha_2, \beta$	[°]	úhly příslušných složek sil
$\lambda_{1,2}$	[-]	kořeny charakteristické rovnice
$\psi$	[rad]	fázový posun